



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ŘETĚZOVÝ POSUNOVAČ**

CREEPER

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Zdeněk Kadla**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**

**BRNO 2018**

## Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Zdeněk Kadla</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### Řetězový posunovač

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výpočet a konstrukční řešení řetězového posunovače pro technologickou výrobní linku dle zadaných parametrů.

Tažná síla 4 550 N.

Rychlosti pojezdu 0,075/0,15 m.s<sup>-1</sup>.

Délka pojezdu 65 m.

#### Cíle bakalářské práce:

Vypracovat technickou zprávu s rozбором a s výpočtem navrhovaného řešení, s popisem mezních možností řetězových převodů a různých typů řetězů.

Nakreslit sestavný výkres zařízení, podstavu pohonu s napínáním řetězu a důležité detailní výkresy.

#### Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír Klapita. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

Leinveber, Jan a Pavel Vávra. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením řetězového posunovače pro technologickou výrobní linku. Součástí této práce je vypracovaná technická zpráva s rozбором a výpočtem navrhovaného řešení, s popisem mezních možností řetězových převodů a různých typů řetězů. Přílohou je výkresová dokumentace obsahující sestavný výkres zařízení, podsestavu pohonu s napínáním řetězu a detailní výkres hnacího řetězového kola.

## KLÍČOVÁ SLOVA

řetězový posunovač, řetěz, pohon, řetězové kolo

## ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of the creeper for technological production line. Part of this thesis is the technical report with analysis and calculation of the proposed solution, describing the ultimate possibility of chain drives and different types of chain. Attached to the project is drawing documentation containing the plan of the facility, subassembly drive chain tension and the detailed drawing of the drive chain wheel.

## KEYWORDS

creeper, chain, engine, chain wheel

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KADLA, Z. *Řetězový posunovač*. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 34 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Zdeněk Kadla

## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odbornou pomoc, ochotu a trpělivost při zpracování této práce. Dále své rodině a blízkým za podporu při studiu.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Mezní možnosti řetězových převodů.....	10
1.1 Čepové řetězy .....	11
1.2 Ewartovy řetězy .....	11
1.3 Lamelové řetězy.....	12
1.4 Pouzdrové řetězy.....	12
1.5 Válečkové řetězy.....	13
1.6 Zubové řetězy .....	13
1.7 Čláňkové řetězy .....	14
1.8 Gallovy řetězy.....	14
1.9 Fleyerovy řetězy .....	15
2 Návrh řetězového posunovače.....	16
2.1 Návrh pohonu .....	16
2.2 Výpočet základních parametrů pohonu .....	20
2.3 Pevnostní kontrola řetězu.....	24
2.4 Kontrola síly na výstupní hřídel převodovky .....	25
2.5 Kontrola ložisek vratného řetězového kola .....	26
3 Hlavní části řetězového posunovače.....	28
3.1 Pohon s napínáním řetězu .....	28
3.2 Dráha.....	28
3.3 Pomocný vozík .....	28
3.4 Vratná stanice .....	28
Závěr.....	29
Použité informační zdroje.....	<a href="#">30</a>
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	32
Seznam příloh .....	34



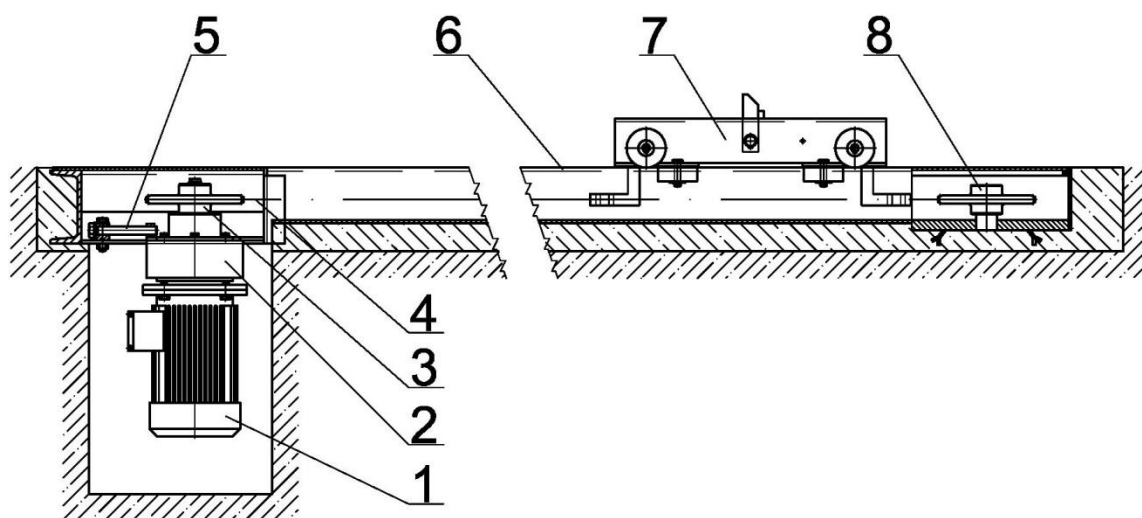
## Úvod

Cílem bakalářské práce je vypracování technické zprávy řetězového posunovače s rozбором a výpočtem navrhovaného řešení.

Hlavní funkce tohoto zařízení je jednosměrný posun pecního vozíku po kolejích.

Základ posunovače tvoří hnací a vratná stanice propojené dráhou. Tato dráha slouží jako vedení pro pomocný vozík, který je tažen pomocí řetězu mezi stanicemi pod úrovní podlahy. Součástí pomocného vozíku je sklopný palec umožňující posun pecního vozíku.

V pracovním chodu se palec opře o tlačnou desku vozíku a tlačí ho. Při zpětném chodu se palec o vozík sklopí a pomocný vozík se vrátí do základní polohy.



obr.1 – Schéma řetězového posunovače

### Legenda:

- 1) elektromotor
- 2) převodovka
- 3) hnací řetězové kolo
- 4) řetěz
- 5) napínací šroub
- 6) dráha
- 7) pomocný vozík
- 8) vratné řetězové kolo

# 1 MEZNÍ MOŽNOSTI ŘETĚZOVÝCH PŘEVODŮ

U řetězových převodů se přenáší výkon mezi řetězovými koly a řetězem tvarovým stykem, takže nedochází ke skluzu a střední hodnota převodového poměru zůstává konstantní.

## Výhody:

- převod bez skluzu
- vysoká účinnost (98-99%)
- dlouhá životnost
- možnost pohánět jedním řetězem více rovnoběžných hřídelů
- odolnost vůči vlhkému a prašnému prostředí

## Nevýhody:

- vyšší pořizovací náklady
- požadavky na vysokou přesnost montáže
- nerovnoměrný chod při použití malého počtu zubů řetězového kola
- hlučnost

## Použití:

- dopravní a zdvihací zařízení
- zemědělské stroje
- převody motocyklů
- pohon rozvodů spalovacích motorů

## Druhy hnacích řetězů:

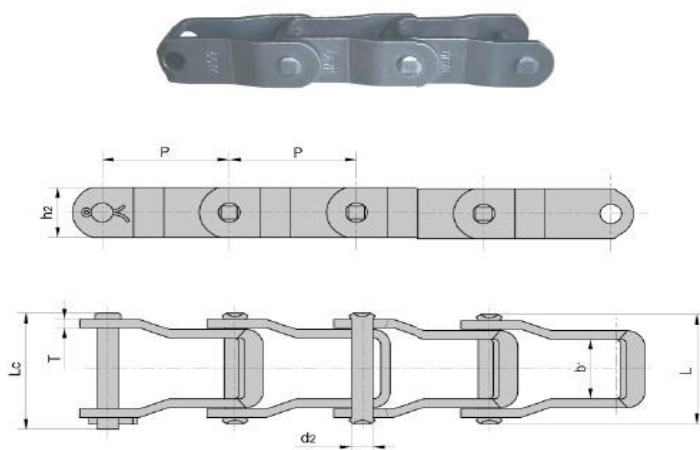
- čepové
- Ewartovy
- lamelové
- pouzdrové
- válečkové
- zubové

## Druhy zdvihacích řetězů:

- článkové
- Gallův
- Flyerův

## 1.1 ČEPOVÉ ŘETĚZY

Řetěz se skládá z otevřených článků z temperované litiny, které se spojují ocelovými čepy, uloženými nehybně v okách a otočně v uložení článku. Čepový řetěz je dostatečně masivní a může pracovat v náročných podmínkách. [5]



Obr. 2 Čepový řetěz [5]

## 1.2 EWARTOVY ŘETĚZY

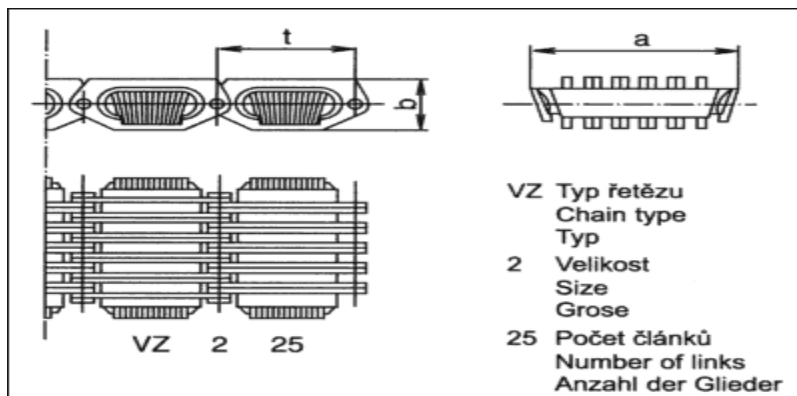
Řetěz je tvořen z uzavřených článků z temperované litiny, které mají na jedné straně válcový čep, kdežto na protější straně je otevřená hákovitá objímka, kterou je možno při určitém naklonění článku navléci na čep dalšího článku. Řetěz je velmi ohebný a pevný s pohodlným spojováním článků na kterémkoliv místě, a může tedy být libovolně zkrácen či prodloužen. Řetěz vzdoruje vlhku a je stálý v teple. [5]



Obr. 3 Ewartův řetěz [5]

### 1.3 LAMELOVÉ ŘETĚZY

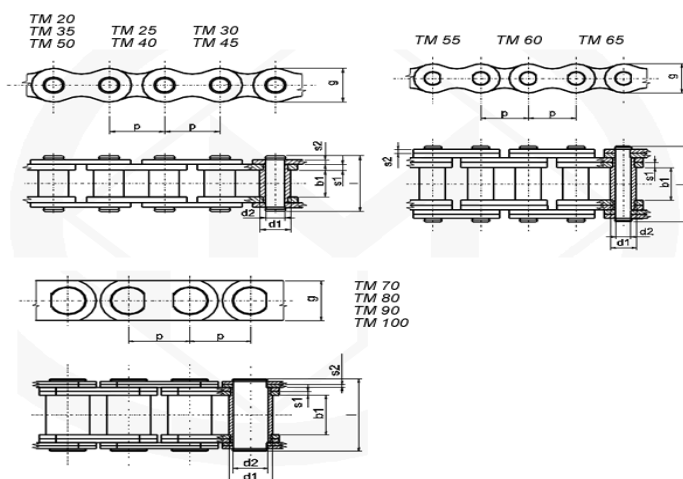
Řetěz se skládá z několika řad ocelových pásnic navlečených na kalených čepech. V pásnicích jsou oválné otvory, do kterých jsou střídavě navlečeny lamely s nosy, které přenášejí výkon z řetězu na radiálně drážkované kuželové kotouče u variátorů.



Obr. 4 Lamelový řetěz [6]

### 1.4 POUZDROVÉ ŘETĚZY

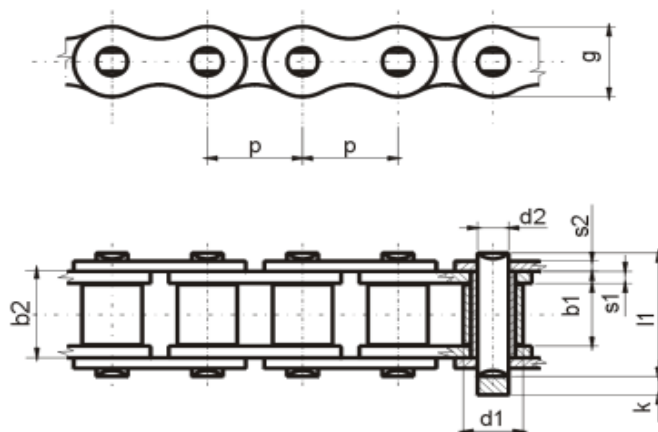
Pouzdrový řetěz je velmi podobný válečkovému. Liší se tím, že nemá válečky, které snižují tření, proto je vhodný pro menší rychlosti. Běžná dovolená rychlost pohybu řetězu je pro pomaluběžné pouzdrové řetězy 0,3 až 1,2 m/s, max. 3,0 m/s. Pouzdrové řetězy se nejčastěji používají v trvalém pracovním režimu v hrubých provozních podmínkách, v provozech teplých a vlhkých, kde nelze použít řemeny apod. [7]



Obr. 5 Pouzdrový řetěz [8]

## 1.5 VÁLEČKOVÉ ŘETĚZY

Válečkový řetěz je vytvořen spojením vnitřních a vnějších článků. Vzájemná pohyblivost sousedních článků je umožněna točným uložením čepu vnějšího článku v pouzdru vnitřního článku. Na každém pouzdru je nasazen otočný váleček, který snižuje tření při náběhu na řetězové kolo. Proto je tento typ řetězu vhodný pro větší obvodové rychlosti. Pro přenos větších výkonů je možné použít řetěz dvouřadý, třířadý nebo i víceřadý. [9]



Obr. 6 Válečkový řetěz [10]

## 1.6 ZUBOVÉ ŘETĚZY

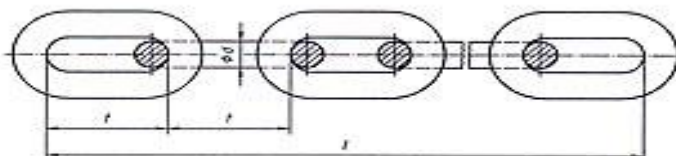
Zubový článek se skládá z tvarových destiček, které jsou navlečeny na kalených čepích. Řetěz vyniká svým tichým chodem, ale vzhledem ke své velké hmotnosti je potřeba při vyšších rychlostech počítat s velkou odstředivou silou.



Obr. 7 Zubový řetěz [11]

## 1.7 ČLÁNKOVÉ ŘETĚZY

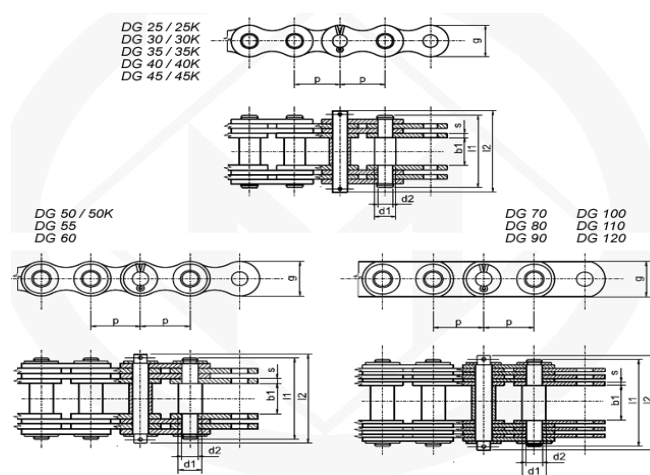
Článekový řetěz vzniká pohyblivým spojením, obvykle kovových článků, svařením. Využití naleznete zejména ve strojírenské výrobě, zemědělství, lesnictví, lodní dopravě, těžebním průmyslu apod.



Obr. 8 Článekový řetěz [12]

## 1.8 GALLOVY ŘETĚZY

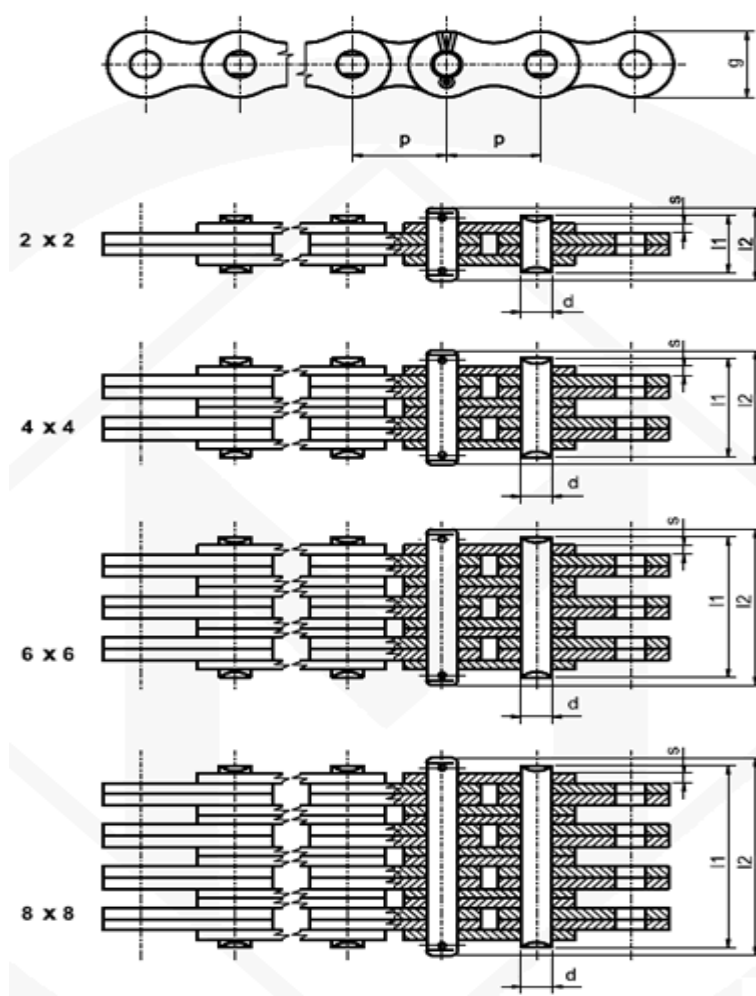
Gallův řetěz je sestaven z řady čepů, na jejichž osazených koncích jsou otočně nasunuty destičky. Konce čepů jsou roznýtované. Ke spojení obou konců řetězu se používá spojka, která je tvořena čepem bez osazení, rozpěrným válečkem a závlačkami. U větších velikostí jsou pod závlačkami podložky. Gallovy řetězy se používají jako nosné řetězy a také pro pomalý přenos velké tažné síly rychlostí max. 0,3m/s. [13]



Obr. 9 Gallův řetěz [14]

## 1.9 FLEYEROVY ŘETĚZY

Fleyerovy řetězy jsou vytvořeny řadou čepů, na nichž jsou po celé délce střídavě nasunuty v různých kombinacích destičky sousedních článků. Vnější destičky jsou nalisovány a konce čepů roznýtované. Pro pevné uchycení konců řetězu se používají závěsné destičky. Řetězy se používají jako tažné nebo nosné, nelze je použít jako hnací, protože svou konstrukcí neumožňují použití řetězových kol. Uplatnění nacházejí tam, kde použití ocelových lan není vhodné. [15]



Obr. 10 Fleyerův řetěz [16]

## 2 NÁVRH ŘETĚZOVÉHO POSUNOVAČE

### 2.1 NÁVRH POHONU

#### 2.1.1 NÁVRH MOTORU

Volba motoru vychází z minimálního potřebného výkonu pohonu  $P$ .

Vzhledem k velké osově vzdálenosti je potřeba k zadané tažné síle  $F$  připočítat třecí sílu  $F_t$

Řetěz je veden v plechovém žlabu se součinitelem tření  $f_t = 0,2$ .

Předběžně je volen řetěz dle DIN 8187 16B-1 Renold Standard.

**Dáno:**

- $F = 4\,550\text{ N}$  ... zadaná tažná síla
- $f_t = 0,2$  ... součinitel tření mezi řetězem a vedením
- $q = 2,8\text{ kg/m}$  ... váha řetězu na metr jeho délky
- $v = 0,075\text{ m/s}$  ... pracovní rychlost pojezdu
- $a = 65\text{ m}$  ... osová vzdálenost
- $g = 9,81\text{ m/s}^2$  ... gravitační zrychlení

**Třecí síla**

$$F_t = q a g f_t = 2,8 \cdot 65 \cdot 9,81 \cdot 0,2 = 357\text{ N}$$

**Výsledná tažná síla**

Jelikož třecí síla působí i ve vratné větvy, musíme k zadané tažné síle připočítat třecí sílu dvakrát.

$$F_T = F + 2 F_t = 4550 + 2 \cdot 357 = 5\,264\text{ N}$$

**Výkon motoru**

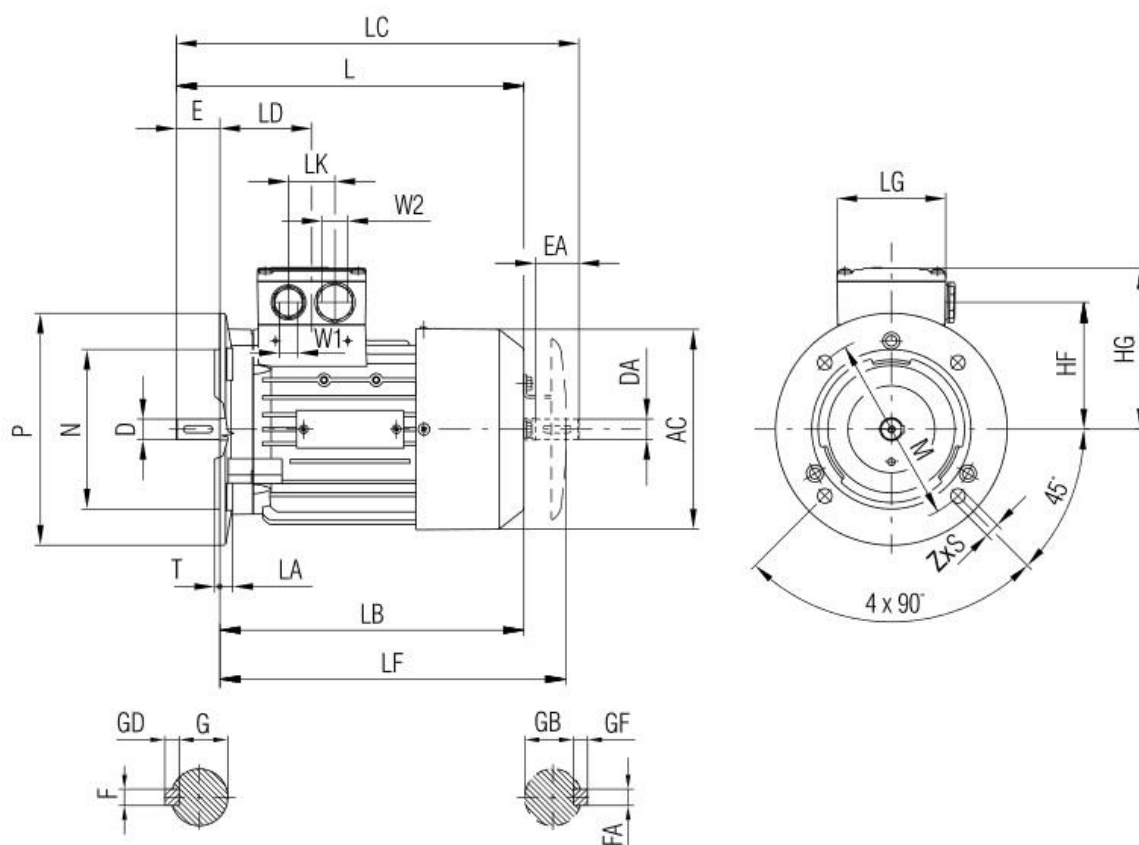
$$P = F_T v = 5264 \cdot 0,075 = 395\text{ W}$$

Podle zjištěného minimálního výkonu motoru je volen elektromotor od firmy SIEMENS, typ 1LA7 096-0AB61. Jedná se přepólovatelný asynchronní elektromotor, s počtem pólů 4 a 8.



Údaje o motoru [4]

- jmenovité otáčky  $n_4 = 670 \text{ min}^{-1}$   $n_8 = 1375 \text{ min}^{-1}$
- jmenovitý výkon  $P_4 = 500 \text{ W}$   $P_8 = 700 \text{ W}$
- poměrný záběrný moment  $M_z/M_n = 1,4$
- hmotnost motoru  $m = 13,2 \text{ kg}$
- tvar motoru IM B5
- velikost 90



Obr. 11 Elektromotor SIEMENS [4]

Tab. 1 Rozměry elektromotoru [4]

Velikost	Velikost příruby		AC	HF	HG	L	LA
90	FF165		173,6	104,5	128	331	10
<b>LB</b>	<b>LC</b>	<b>LD</b>	<b>LF</b>	<b>LG</b>	<b>LK</b>	<b>M</b>	<b>N</b>
281	389	79	333	75	32	165	130
<b>P</b>	<b>S</b>	<b>T</b>	<b>W1</b>	<b>W2</b>	<b>D</b>	<b>DA</b>	<b>E</b>
200	12	3,5	M16x1,5	M25x1,5	24	19	50
<b>EA</b>	<b>F</b>	<b>FA</b>	<b>G</b>	<b>GB</b>	<b>GD</b>	<b>GF</b>	<b>Z</b>
40	8	6	20	15,5	7	6	4

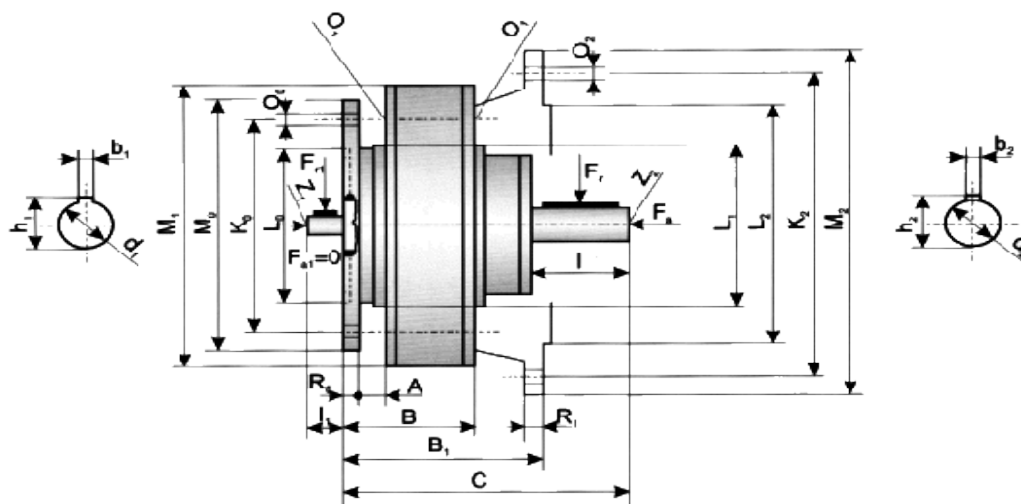
### 2.1.2 NÁVRH PŘEVODOVKY

Z důvodu vysokých požadavků na malé zástavbové rozměry převodovky je volena jednostupňová excentrická planetová převodovka typ EC od firmy Strojírna Kukleny s.r.o. Tato převodovka je charakteristická malými rozměry, malým počtem součástí, malým množstvím mazací náplně, vysokou účinností  $\eta_p = 0,98$  a vysokým převodovým poměrem.

Je volen typ EC III/83

Údaje o převodovce [17]

- |   |                                      |
|---|--------------------------------------|
| - převodový poměr                                       | $i = 83$                             |
| - jmenovitý výkon elektromotoru                         | $P = 750 \text{ W}$                  |
| - maximální hodnota vstupního momentu                   | $T_1 = 5 \text{ N} \cdot \text{m}$   |
| - maximální hodnota výstupního momentu                  | $T_2 = 384 \text{ N} \cdot \text{m}$ |
| - maximální radiální síla na válcovém výstupním hřídeli | $F_r = 6000 \text{ N}$               |
| - maximální axiální síla na válcovém výstupním hřídeli  | $F_a = 5100 \text{ N}$               |



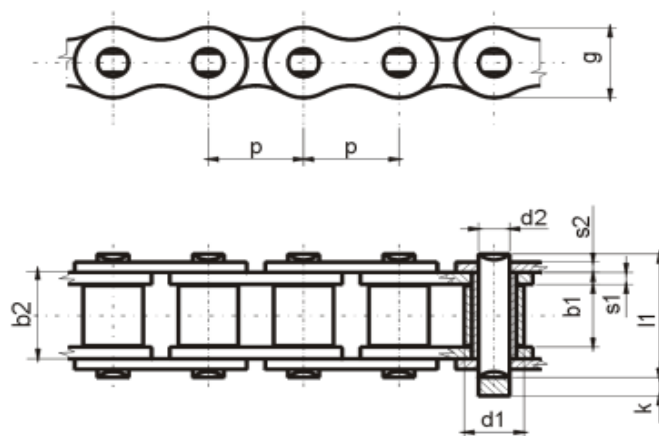
obr.12 – Jednostupňová excentrická planetová převodovka [17]

Tab. 2 Rozměry převodovky [17]

EC BOX	$d_1$ H7	$d_2$ K6	$h_1$	$h_2$	$b_1$ P9	$b_2$ P9
III/83	19	38	21,5	41,3	6	10
$M_0$	$M_1$	$M_2$	$K_0$	$K_2$	$L_0$ H7	$L_1$ F7
200	185	250	165	215	130	145
$L_2$ F7	I	$O_0$ 4X	$O_1$ 6X	$O_2$ 4X	A	B
180	58	M10	M8	16	13	95
$B_1$	C	Z	$R_0$	$R_1$	G (kg)	náplň oleje (L)
135	193	M12x16	10	12	17	0,2

### 2.1.3 NÁVRH ŘETĚZU

Je volen jednořadý válečkový řetěz 16 B-1 dle DIN 8187 od firmy Renold typ Standard



Obr.13 Válečkový řetěz [10]

Tab. 3 Rozměry válečkového řetězu 16 B-1 [10]

řetěz	P	b <sub>1</sub> min.	d <sub>1</sub> h10	d <sub>2</sub> h9
16 B-1	25,4	17,02	15,88	8,28
b <sub>2</sub> max.	g	s <sub>1</sub>	s <sub>2</sub>	l <sub>1</sub> max.
25,45	21,08	3,5	3	36,1

## 2.2 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ POHONU

### 2.2.1 OTÁČKY HNACÍHO HŘÍDELE

Dáno:

- $n_4 = 670 \text{ min}^{-1}$  ...jmenovité otáčky elektromotoru pro 4 póly
- $n_8 = 1375 \text{ min}^{-1}$  ...jmenovité otáčky elektromotoru pro 8 pólů
- $i = 83$  ...převodový poměr převodovky

Pracovní chod

$$n_1 = \frac{n_4}{i} = \frac{670}{83} = 0,134 \text{ s}^{-1}$$

Zpětný chod

$$n_2 = \frac{n_8}{i} = \frac{1375}{83} = 0,276 \text{ s}^{-1}$$

### 2.2.2 OBVOD ŘETĚZOVÉHO KOLA

Dáno:

- $v = 0,075 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  ...zadaná pracovní rychlost
- $n_1 = 0,134 \text{ s}^{-1}$  ...otáčky hnacího hřídele (pracovní chod)

$$o = \frac{v}{n_1} = \frac{0,075}{0,1345} = 0,558 \text{ m} = 558 \text{ mm}$$

### 2.2.3 POČET ZUBŮ ŘETĚZOVÉHO KOLA

Dáno:

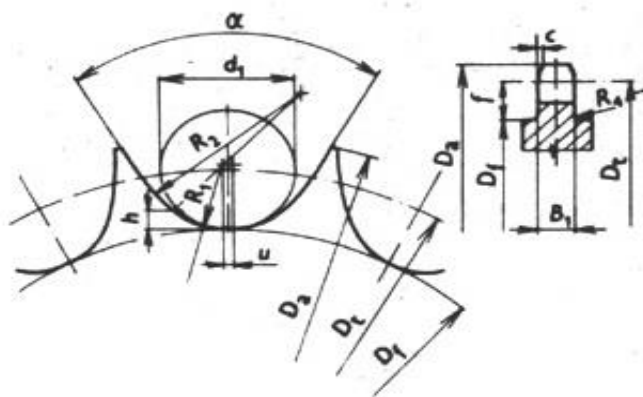
- $p = 25,4 \text{ mm}$  ...rozteč řetězu
- $o = 558 \text{ mm}$  ...obvod řetězového kola

$$z = \frac{o}{p} = \frac{558}{25,4} = 21,96$$

počet zubů musí být celé číslo, je voleno  $z = 22$

## 2.2.4 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY ŘETĚZOVÉHO KOLA

Výpočet dle [1]



Obr. 14 Řetězové kolo dle ČSN 01 4811 [2]

**Dáno:**

- $p = 25,4 \text{ mm}$  ...rozteč řetězu
- $z = 22$  ...počet zubů řetězového kola
- $d_1 = 15,88 \text{ mm}$  ...průměr válečku řetězu
- $b_1 = 17,02 \text{ mm}$  ...vnitřní šířka řetězu

**Průměr roztečné kružnice**

$$d = \frac{p}{\sin \frac{180}{z}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{22}} = 178,48 \text{ mm}$$

**Průměr hlavové kružnice**

$$d_{a \min} = d + 0,5 d_1 = 178,48 + 0,5 \cdot 15,88 = 186,42 \text{ mm}$$

$$d_{a \max} = d + 1,25 p - d_1 = 178,48 + 1,25 \cdot 25,4 - 15,88 = 194,35 \text{ mm}$$

**Průměr patní kružnice**

$$d_f = d - d_1 = 178,48 - 15,88 = 162,6 \text{ mm}$$

**Poloměr boku zubu**

$$r_{e \min} = 0,12 d_1 (z + 2) = 0,12 \cdot 15,88 \cdot (22 + 2) = 45,73 \text{ mm}$$

$$r_{e \max} = 0,008 d_1 (z^2 + 180) = 0,008 \cdot 15,88 \cdot (22^2 + 180) = 84,35 \text{ mm}$$

**Poloměr dna zubní mezery**

$$r_i = 0,505 d_1 = 0,505 \cdot 15,88 = 8,02 \text{ mm}$$

**Úhel otevření**

$$\alpha = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{22} = 115^\circ 55'$$

**Rozdíl poloměrů roztečné kružnice a věnce**

$$f_d = 0,7 p = 0,7 \cdot 25,4 = 17,78 \text{ mm}$$

**Největší průměr věnce**

$$d_g = d - 2 f_d = 178,48 - 2 \cdot 17,78 = 142,92 \text{ mm}$$

**Poloměr zaoblení zubů**

$$r_x = 1,5 d_1 = 1,5 \cdot 15,88 = 23,82 \text{ mm}$$

**Zaoblení zubů**

$$b_a = (0,1 - 0,15) d_1 = 0,125 \cdot 15,88 = 1,985 \text{ mm}$$

**Šířka zubu řetězového kola**

$$b_{f1} = 0,93 b_1 = 0,93 \cdot 17,02 = 15,83 \text{ mm}$$

**Dovolené obvodové házení patní kružnice**

$$\delta = 0,008 d_1 + 0,08 = 0,008 \cdot 15,88 + 0,08 = 0,207 \text{ mm}$$

**Dovolené čelní házení na průměru patní kružnice**

$$\delta_z = 0,009 d_1 + 0,08 = 0,009 \cdot 15,88 + 0,08 = 0,223 \text{ mm}$$

**2.2.5 SKUTEČNÁ RYCHLOST POJEZDU****Dáno:**

- $d = 178,48 \text{ mm}$  ...průměr na roztečné kružnici řetězového kola
- $n_1 = 0,134 5 \text{ s}^{-1}$  ...otáčky hnacího hřídele (pracovní chod)
- $n_2 = 0,276 1 \text{ s}^{-1}$  ...otáčky hnacího hřídele (zpětný chod)

**Pracovní chod**

$$v_1 = \pi d n_1 = \pi \cdot 178,48 \cdot 10^{-3} \cdot 0,134 5 = 0,075 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

**Zpětný chod**

$$v_2 = \pi d n_2 = \pi \cdot 178,48 \cdot 10^{-3} \cdot 0,276 1 = 0,154 8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost pojezdu je v pracovním chodu o 0,5 % a ve zpětném chodu o 3,2% vyšší než zadaná.

## 2.3 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU

Výpočet dle [3]

### 2.3.1 CELKOVÉ ZATÍŽENÍ ŘETĚZU

Dáno:

- $P_4 = 500 \text{ W}$  ...jmenovitý výkon elektromotoru pro 4 póly
- $v_1 = 0,0754 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  ...pracovní rychlost pojezdu
- $\eta_p = 0,98$  ...účinnost převodovky

**Obvodová síla**

$$F_o = \frac{P_4}{v_1} \cdot \eta_p = \frac{500}{0,0754} \cdot 0,98 = 6\,499 \text{ N}$$

**Odstředivá síla**

Vzhledem k malé obvodové rychlosti (nižší než  $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ), je tato síla zanedbatelná a dále bude brána obvodová síla jako celková.

### 2.3.2 KOEFICIENTY STATICKÉ A DYNAMICKÉ BEZPEČNOSTI

Dáno:

- $F_B = 60\,000 \text{ N}$  ...zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu [10]
- $F_o = 6\,499 \text{ N}$  ...celkové zatížení řetězu
- $Y = 1,4$  ...součinitel rázu, voleno dle [3] tab. A<sub>2</sub>

**Koeficient statické bezpečnosti**

$$\gamma_{\text{stat}} = \frac{F_B}{F_o} = \frac{60000}{6499} = 9,2 > 7 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

**Koeficient dynamické bezpečnosti**

$$\gamma_{\text{dyn}} = \frac{F_B}{F_o Y} = \frac{60000}{6499 \cdot 1,4} = 6,6 > 5 \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



### 2.3.3 KONTROLA TLAKU V KLOUBU ŘETĚZU

Dáno:

- $p_i = 32,23 \text{ MPa}$  ...měrný tlak v kloubech řetězu, dle [3] tab. H
- $I_1 = 1,24$  ...součinitel tření, dle [3] tab. I
- $I_2 = 1$  ...součinitel mazání, dle [3] tab. D
- $F_o = 6\,499 \text{ N}$  ...celkové zatížení řetězu
- $f_s = 209,15 \text{ mm}^2$  ...styčná plocha kloubu ( $d_1 b_2$ )

**Dovolený tlak**

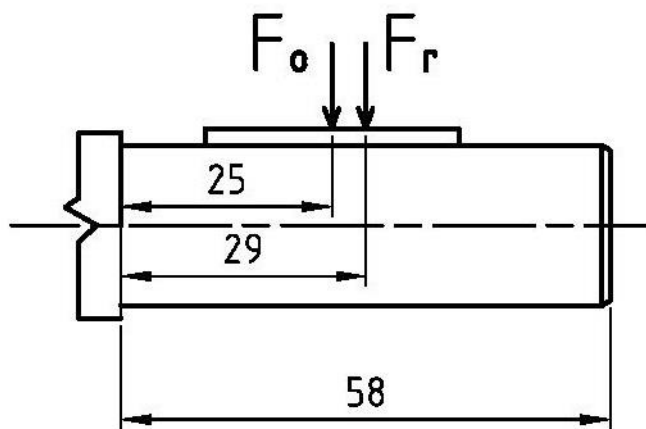
$$p_{\text{dov}} = p_i I_1 I_2 = 32,23 \cdot 1,24 \cdot 1 = 39,97 \text{ MPa}$$

**Vypočtený tlak**

$$p_v = \frac{F_o}{f_s} = \frac{6499}{209,15} = 31,07 \text{ MPa} < p_{\text{dov}} \rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

### 2.4 KONTROLA SÍLY NA VÝSTUPNÍ HŘÍDEL PŘEVODOVKY

Dle [17] je maximální radiální síla na válcovém výstupním hřídeli  $F_{r \text{ max}} = 6\,000 \text{ N}$



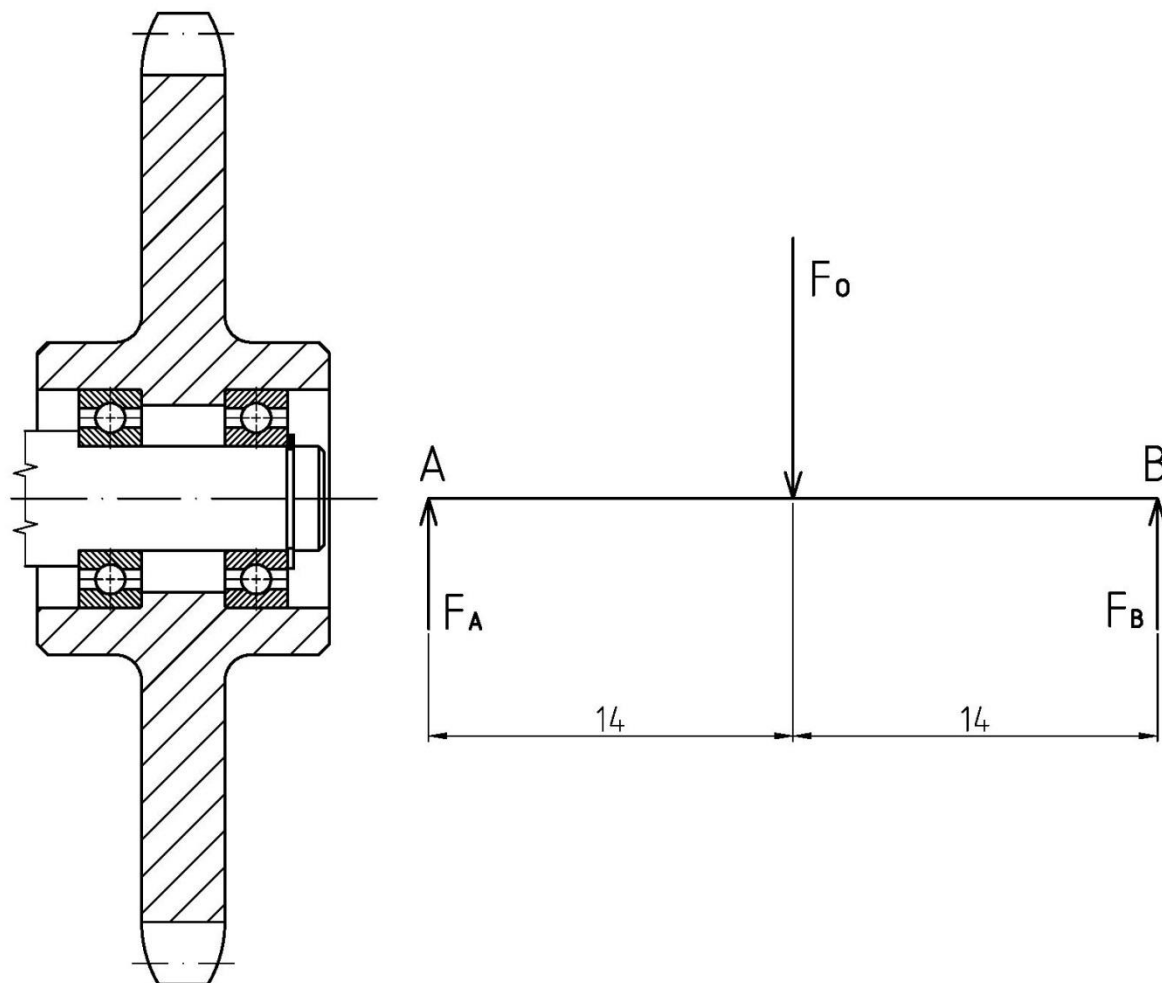
Obr. 15 Působení sil na válcovém výstupním hřídeli

$$F_r \cdot 29 = F_o \cdot 25$$

$$F_r = \frac{F_o \cdot 25}{29} = \frac{6499 \cdot 25}{29} = 5\,603 \text{ N}$$

$F_r < F_{r \text{ max}} \rightarrow \text{ZVOLENÁ PŘEVODOVKA VYHOVUJE}$

## 2.5 KONTROLA LOŽISEK VRATNÉHO ŘETĚZOVÉHO KOLA



Obr. 16 Silové působení na vratném řetězovém kole

Z momentové a silové rovnováhy určíme reakční síly působící na ložiska.

**Dáno:**

- $F_0 = 6\,499\text{ N}$  ...celkové zatížení

**Momentová rovnováha k bodu A**

$$\sum M_A = 0$$

$$F_0 \cdot 14 - F_B \cdot 28 = 0 \rightarrow F_B = \frac{F_0 \cdot 14}{28} = \frac{6499 \cdot 14}{28} = 3\,249,5\text{ N}$$

**Silová rovnováha**

$$\sum F = 0$$

$$F_A + F_B - F_0 = 0 \rightarrow F_A = F_0 - F_B = 6499 - 3249,5 = 3\,249,5\text{ N}$$

**Výpočet trvanlivosti ložisek**

Dle ČSN 02 4630 je zvoleno ložisko 6004-2RSH SKF

Výpočet dle ČSN 02 4607 [1]

**Dáno:**

- $F_r = 3\,249,5\text{ N}$  ...radiální zatížení ložiska
- $F_a = 0\text{ N}$  ...axiální zatížení ložiska
- $C = 7\,200\text{ N}$  ...dynamická únosnost ložiska
- $n_1 = 8,07\text{ min}^{-1}$  ...otáčky ložiska v pracovním chodu
- $m = 3$  ...parametr odpovídající bodovému kontaktu valivých elementů

Vzhledem k nulové axiální síle je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska  $P_L$  rovno radiální síle  $F_r$

$$L_h = \left(\frac{C}{P_L}\right)^m \frac{10^6}{60 n_1} = \left(\frac{7200}{3249,5}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 8,07} = 22\,466\text{ hod.}$$

Při nepřetržitém provozu 24 hodin denně bude mít ložisko životnost 2,56 roku.

## 3 HLAVNÍ ČÁSTI ŘETĚZOVÉHO POSUNOVAČE

### 3.1 POHON S NAPÍNÁNÍM ŘETĚZU

Hlavní část pohonu tvoří přírubový elektromotor s převodovkou, které jsou přišroubovány k napínací desce. Na výstupní hřídel převodovky je nasazeno řetězové kolo. Krouticí moment je přenášen pomocí pera, axiální pohyb řetězového kola je zajištěn šroubem s podložkou. Napínací deska je přišroubována k rámu pohonu a napínání je realizováno pomocí šroubů s příložkou napínání. Rám je tvořen svařením U-profilů a L-profilů, které slouží jako vedení pro napínací desku.

### 3.2 DRÁHA

Dráha je tvořena ze dvou L-profilů, které jsou svařeny s plechem. Vrchní část slouží jako dráha pro pomocný vozík. Vnitřní část dráhy slouží jako vedení řetězu. Na venkovní straně jsou u pohonu a vratné stanice přivařeny držáky pro koncové spínače.

### 3.3 POMOCNÝ VOZÍK

Základ vozíku tvoří U-profil, na který jsou přivařeny další důležité části. Vozík je k řetězu připevněn pomocí šroubů k řetězovým spojkám s unašečem. Hlavní funkci vozíku, posun pecního vozíku je zajištěn pomocí sklopného palce. Sklopný palec je k vozíku připevněn čepem a zajištěn pojistným kroužkem. Při zpětném chodu se sklopný palec ohne, návrat do funkční polohy je zajištěn pomocí zkrutných pružin umístěných po obou stranách palce. Po stranách vozíku jsou připevněny dva páry kol ze šedé litiny s kluzným uložením na čepu a zajištěné pojistným kroužkem. Kola jsou zvolena od firmy Renost s označením CL-K075/12. Tyto kola zajišťují pohyb vozíku po dráze. Stejná kola jsou připevněna i na spodní straně vozíku, která zamezuje příčnému pohybu.

### 3.4 VRATNÁ STANICE

Hlavní část vratné stanice tvoří řetězové kolo s ložisky SKF s označením 6004-2RSH, jedná se o ložiska s plastovými kryty po obou stranách ložiska. Kolo je nasazeno na čepu s osazením a proti axiálnímu posunu zajištěno pojistným kroužkem. Tento čep je uložen a přivařen k rámu vratné stanice.

## ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo provedení konstrukčního návrhu řetězového posunovače pro technologickou výrobní linku. Při výpočtech bylo vycházeno ze zadaných parametrů s ohledem na požadavky kompaktnosti a malých rozměrů. Vzhledem k velké vzdálenosti pohonu a vratné stanice je do výpočtu výkonu motoru zahrnuta i třecí síla odporu řetězu. Převodovka byla volena s ohledem na malé rozměry a vysokou účinnost. Následně byla provedena pevnostní kontrola řetězu a kontrola životnosti zvolených ložisek. Na závěr byly popsány hlavní části řetězového posunovače. Součástí této práce je potřebná výkresová dokumentace.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [2] ČSN 01 4811. *Řetězová kola pro hnací válečkové a pouzdrové řetězy*. Praha: Český normalizační institut, 1960.
- [3] ŘETĚZY VAMBERK spol. s r.o.. *Volba hnacího válečkového řetězu* [online]. 2006 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: [http://www.retezy-vam.com/images/PDF/vypocet\\_valeckoveho\\_retezu.pdf](http://www.retezy-vam.com/images/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf)
- [4] SIEMENS. *Nízkonapěťové standardní motory 1LA7* [online]. 2009 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: [http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data\\_files/katalogy/k02/cat\\_k02\\_2010-04\\_cz.pdf](http://www1.siemens.cz/ad/current/content/data_files/katalogy/k02/cat_k02_2010-04_cz.pdf)
- [5] UXA : Professional část. *Řetězy a řetězová kola* [online]. ©2009 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.uxa.cz/#retezy-a-retezova-kola>
- [6] TOS ZNOJMO a.s.. *Skladování, uvedení do provozu, údržba* [online] 2008 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://data.tos-znojmo.cz/www.tos-znojmo.cz/produkce/va-b/cz/sklad.htm>
- [7] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Pouzdrové řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/pouzdrove-retezy/>
- [8] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Pouzdrové řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/pouzdrove-retezy/standardni-retezy/>
- [9] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Válečkové řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy/>
- [10] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Válečkové řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy/retezy-jednorade-evropska-rada-b/>
- [11] CONTRA PRAHA s.r.o.. *Zubové řetězy vysoké kvality* [online]. 2008-2015 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: [http://www.contra.cz/cz/novinky/87\\_Zubove-retezy-vysoke-kvality.xhtml](http://www.contra.cz/cz/novinky/87_Zubove-retezy-vysoke-kvality.xhtml)
- [12] Feron a.s.. *Článekový vysokopevnostní řetěz pro důlní zařízení DIN 22252* [online]. ©2004-2013 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/vyhledavani/327>
- [13] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Gallovy řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/gallovy-retezy/>

- [14] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Gallovy řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/gallovy-retezy/standardni-retezy/>
- [15] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Fleyerovy řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/fleyerovy-retezy/>
- [16] ŘETĚZY MORAVIAN CHAINS. *Fleyerovy řetězy* [online]. ©2009 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/fleyerovy-retezy/retezy-standardni-rada-ll-25/>
- [17] Strojírna Kukleny spol. s r.o.. *Jednostupňové převodovky EC ECP s válcovým výstupním hřídelem* [online]. ©2010 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://strojirna.cz/strojirenska-vyroba/pomalubezne-excentricke-reduktory-ec-box/>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	[m]	Osová vzdálenost
$b_1$	[mm]	Vnitřní šířka řetězu
$b_a$	[mm]	Zaoblení zubů
$b_{f1}$	[mm]	Šířka zubu řetězového kola
$C$	[N]	Dynamická únosnost ložiska
$d$	[mm]	Průměr roztečné kružnice řetězového kola
$d_1$	[mm]	Průměr válečku řetězu
$d_a$	[mm]	Průměr hlavové kružnice řetězového kola
$d_f$	[mm]	Průměr patní kružnice řetězového kola
$d_g$	[mm]	Největší průměr věnce
$F$	[N]	Zadaná tažná síla
$F_a$	[N]	Maximální axiální síla na válcovém výstupním hřídeli převodovky
$F_B$	[N]	Zatížení odpovídající mezi pevnosti řetězu
$f_d$	[mm]	Rozdíl poloměrů roztečné kružnice řetězového kola a věnce
$F_o$	[N]	Obvodová síla
$F_r$	[N]	Maximální radiální síla na válcovém výstupním hřídeli převodovky
$f_s$	[mm <sup>2</sup> ]	Styčná plocha kloubu řetězu
$f_t$	[–]	Součinitel tření mezi řetězem a vedením
$F_t$	[N]	Třecí síla
$F_T$	[N]	Výsledná tažná síla
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$i$	[–]	Převodový poměr
$I_1$	[–]	Součinitel tření řetězu
$I_2$	[–]	Součinitel mazání řetězu
$L_h$	[hod.]	Životnost ložiska
$n_1$	[s <sup>-1</sup> ]	Otáčky hnacího hřídele v pracovním chodu
$n_2$	[s <sup>-1</sup> ]	Otáčky hnacího hřídele ve zpětném chodu
$n_4$	[s <sup>-1</sup> ]	Jmenovité otáčky motoru pro 4 póly
$n_8$	[s <sup>-1</sup> ]	Jmenovité otáčky motoru pro 8 pólů
$o$	[m]	Obvod řetězového kola
$P$	[W]	Výkon motoru
$p$	[mm]	Rozteč řetězu



$P_4$	[W]	Jmenovitý výkon motoru pro 4 póly
$P_8$	[W]	Jmenovitý výkon motoru pro 8 pólů
$p_{dov}$	[MPa]	Dovolený tlak v kloubu řetězu
$p_i$	[MPa]	Měrný tlak v kloubech řetězu
$p_v$	[MPa]	Skutečný tlak v kloubu řetězu
$q$	[kg·m <sup>-1</sup> ]	Váha řetězu na metr jeho délky
$r_e$	[mm]	Poloměr boku zubu
$r_i$	[mm]	Poloměr dna zubní mezery
$r_x$	[mm]	Poloměr zaoblení zubů
$T_1$	[N·m]	Maximální hodnota vstupního momentu převodovky
$T_2$	[N·m]	Maximální hodnota výstupního momentu převodovky
$v_1$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Pracovní rychlost pojezdu
$v_2$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Zpětná rychlost pojezdu
$Y$	[–]	Součinitel rázu
$z$	[–]	Počet zubů řetězového kola
$\alpha$	[°]	Úhel otevření
$\gamma_{dyn}$	[–]	Koeficient dynamické bezpečnosti
$\gamma_{stat}$	[–]	Koeficient statické bezpečnosti
$\delta$	[mm]	Dovolené obvodové házení
$\delta_z$	[mm]	Dovolené čelní házení na průměru patní kružnice
$\eta_p$	[–]	Účinnost převodovky
$\pi$	[–]	Ludolfovo číslo

## SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace:

Sestavný výkres řetězového posunovače	2018-A0-001	1 ks
Seznam položek	2018-A0-001-01	2 ks
Podsestava pohonu s napínáním řetězu	2018-A0-001/00	1 ks
Seznam položek	2018-A0-001/00-1	2 ks
Výrobní výkres řetězového kola	2018-A3-001/01	1 ks